



DEUTSCHES
PATENTAMT

②① Aktenzeichen: P 40 33 301.9
②② Anmeldetag: 19. 10. 90
②③ Offenlegungstag: 23. 4. 92

⑦① Anmelder:

Kawasaki Jukogyo K.K., Kobe, Hyogo, JP

⑦④ Vertreter:

Klunker, H., Dipl.-Ing. Dr.rer.nat.; Schmitt-Nilson, G.,
Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Hirsch, P., Dipl.-Ing.,
Pat.-Anwälte, 8000 München

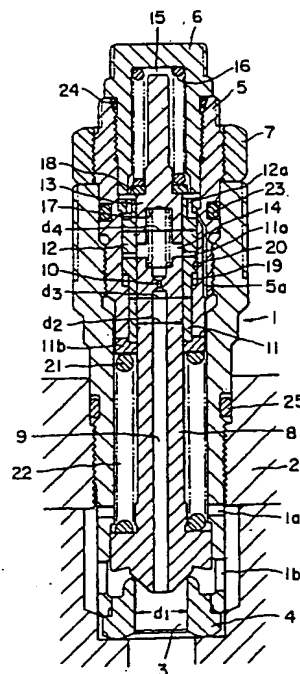
⑦② Erfinder:

Sagawa, Toyoaki; Yoshida, Toshiyuki, Kobe, Hyogo,
JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Entlastungsventil

- ⑤⑦ Ein Entlastungsventil zur Anordnung in einem Hydraulikkreis z. B. einem Absolutkreis, wie z. B. bei einer Industriemaschine, umfaßt ein im wesentlichen zylindrisch ausgebildetes Gehäuse (2) mit einem ersten und einem zweiten Ende, das einen Gehäusekörper (1), einen Druckregelstopfen (5) und ein Abdeckelement (6) beinhaltet. Außerdem umfaßt das Entlastungsventil einen Ventilsitz (4), der in das eine Ende des Gehäuses (2) eingepaßt ist und mit einer Einströmöffnung (3) versehen ist, durch die ein Druckfluid strömt, einen Druckkolben (8), der in dem Gehäuse angeordnet ist und an seinem einen Ende mit einem Flansch versehen ist, an dem er mit einer Innenfläche an dem ersten Ende des Gehäuses gleitend verschiebbar in Eingriff steht, wobei der Druckkolben (8) eine zentrale Durchgangsöffnung (9) besitzt, ein abgestuftes Kolbenelement (11), das in dem Gehäuse gleitend verschiebbar angeordnet ist und ein außen abgestuftes erstes Ende aufweist, sowie ein Federelement (21), das zwischen dem zweiten Ende des abgestuften Kolbenelements (11) und dem mit Flansch versehenen Ende des Druckkolbens (8) angeordnet ist. Eine Fluidkammer (14) ist zwischen dem zweiten Ende des Gehäuses und dem ersten Ende des abgestuften Kolbenelements (11) definiert. Eine Dämpfungskammer (19) ist zwischen dem Stufenbereich des abgestuften Kolbenelements (11) und dem an dem Gehäuse (2) ausgebildeten Stufenbereich definiert. Die Fluidkammer (14) und die Dämpfungskammer (19) kommunizieren durch eine ...



Beschreibung

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein Entlastungsventil, das eine Druckanstiegs-Dämpfungseigenschaft aufweist sowie zum Steuern bzw. Regeln des Hydraulikdrucks in einem Hydraulikkreis eines hydraulischen Motors beispielsweise zum Verschwenken einer Arbeitskammer bzw. eines Arbeitselements einer Industriemaschine, wie eines Löffelbaggers, ausgelegt ist.

Im allgemeinen ist ein Entlastungsventil in einem Hydraulikkreis eines hydraulischen Motors z. B. einer Industriemaschine, wie einem Löffelbagger, vorgesehen, um den Anstieg des hydraulischen Drucks auf einen vorbestimmten Wert bei einer Beschleunigungs- oder Bremsbewegung des Löffelbaggers zu begrenzen. Ein für den vorstehend erläuterten Zweck verwendetes Entlastungsventil besitzt im allgemeinen einen Dämpfungskolben zum Eliminieren oder Unterdrücken von ruckartigen Bewegungen, die bei Beschleunigung oder Abbremsung des Löffelbaggers verursacht werden, wobei dies z. B. in den japanischen Gebrauchsmuster-Veröffentlichungen Nr. 63-19 668 (19 668/1988) bzw. 63-21 814 (21 814/1988) offenbart ist. Bei der offenbarten Technik ist der Hydraulikdruck in dem Hydraulikkreis zum Zeitpunkt des Starts der Kolbenhubbewegung wesentlich geringer als zum Zeitpunkt des Starts des Entlastungsvorgangs.

Der Hydraulikkreis des Hydraulikmotors ist gebildet durch einen Hydraulikkreis mit gegensinniger Schaltung bzw. Kreuzschaltung, bei dem zwei Entlastungsventile gegensinnig in Parallelschaltungen zwischen einer Druckfluid-Eintrittsöffnung und einer Druckfluid-Austrittsöffnung des hydraulischen Motors geschaltet sind, oder der Hydraulikkreis ist gebildet durch einen Absolutdruckkreis, bei dem die Zustromseiten der beiden Entlastungsventile jeweils mit der Druckfluid-Eintrittsöffnung bzw. der Druckfluid-Austrittsöffnung verbunden sind und die Abstromseiten der Entlastungsventile mit einem externen Tank verbunden sind. Außerdem ist bei dem Kreuzschaltungskreis ein Entlastungsventil für Überlastungen erforderlich, wobei dies zu einer komplizierten Konstruktion sowie zu einer Erhöhung der Kosten führt. Aus diesem Grund wird der Absolutdruckkreis häufig für das Entlastungsventil der vorstehend erläuterten Art verwendet.

Da jedoch ein gewisses Ausmaß an Hydraulikdruck in dem Hydraulikkreis eines hydraulischen Motors auch zu normalen Zeiten vorhanden ist, wenn keine Beschleunigung oder Geschwindigkeitsverminderung erfolgt, besteht bei Verwendung des Absolutdruckkreises die Tendenz, daß eine Druckdifferenz zwischen der Zustromseite und der Abstromseite des Entlastungsventils entsteht, die dazu führen kann, daß der Betrieb des Dämpfungskolbens vor dem eigentlichen Start des Betriebs des Entlastungsventils abgeschlossen wird. In diesem Fall kann man während des eigentlichen Entlastungsventilbetriebs überhaupt keinen Dämpfungseffekt erzielen, was wiederum zu einer starken ruckartigen Bewegung führt.

Dieses nachteilige Phänomen läßt sich eliminieren durch Erhöhen der Anfangslast der den Kolben mit Druck beaufschlagenden Feder. Dadurch wird jedoch der Anfangsdruck des Entlastungsvorgangs stark erhöht, und somit kann man keine ausreichende Dämpfungswirkung erwarten, sondern es entsteht wiederum eine ruckartige Bewegung.

Eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht in der Schaffung eines verbesserten Entlastungsventils zur

Verwendung bei einem Hydraulikkreis z. B. einer Baumaschine, das in der Lage ist, durch Regulieren des Hydraulikdrucks für den Entlastungsvorgang eine ausreichende Dämpfungswirkung zu erzielen und dadurch die Entstehung von ruckartigen Bewegungen zu eliminieren.

Eine erfindungsgemäße Lösung dieser Aufgabe ergibt sich aus dem Kennzeichen des Anspruchs 1.

Gemäß der vorliegenden Erfindung ist ein Entlastungsventil zur Anordnung in einem Hydraulikkreis geschaffen, mit einem im wesentlichen zylindrisch ausgebildeten Gehäuse mit einem ersten und einem zweiten Ende, mit einem Ventilsitz, der in das erste Ende des Gehäuses eingepaßt ist und mit einer Einstromöffnung versehen ist, durch die ein Druckfluid strömt, mit einem Druckkolben mit im wesentlichen säulenartiger Formgebung, der in dem Gehäuse angeordnet ist und an seinem einen Ende mit einem Flansch versehen ist, an dem er mit einer Innenfläche an dem ersten Ende des Gehäuses gleitend verschiebbar in Eingriff steht, wobei der Druckkolben eine sich in Axialrichtung erstreckende, zentrale Durchgangsöffnung aufweist, die mit der Einstromöffnung des Ventilsitzes kommuniziert, mit einem abgestuften Kolbenelement, das in dem Gehäuse angeordnet ist und ein außen abgestuftes erstes Ende aufweist, das entlang einer Innenfläche an dem zweiten Ende des Gehäuses und entlang einer Außenfläche an dem zweiten Ende des Druckkolbens gleitend verschiebbar ist, und mit einem Federelement, das zwischen dem zweiten Ende des abgestuften Kolbenelements und dem mit dem Flansch versehenen Ende des Druckkolbens angeordnet ist, wobei eine Fluidkammer zwischen dem zweiten Ende des Gehäuses und dem ersten Ende des abgestuften Kolbenelements definiert ist und das Gehäuse mit einem inneren Stufenbereich versehen ist und eine Dämpfungskammer zwischen den Stufenbereichen des abgestuften Kolbenelements und des Gehäuses definiert ist, und wobei die Fluidkammer und die Dämpfungskammer durch eine Verbindungspassage miteinander kommunizieren, die Durchgangsöffnung des Druckkolbens einen Drosselbereich mit einer vorbestimmten Länge aufweist und das zweite Ende des abgestuften Kolbenelements einen Außendurchmesser besitzt, der dem Innendurchmesser der Einstromöffnung des Ventilsitzes im wesentlichen gleich ist.

Bei dem bevorzugten Ausführungsbeispiel ist weiterhin eine Kolbenanordnung in der Fluidkammer zum Absorbieren des Druckkolben-Hubbewegungsvolumens bei einem Niederdruck-Entlastungsvorgang angeordnet, und die Kolbenanordnung beinhaltet einen Kolben mit einem Außendurchmesser, der dem Innendurchmesser des abgestuften Kolbenelements im wesentlichen entspricht, sowie eine Feder zum Bewegen des Kolbens gleichzeitig mit der Bewegung des abgestuften Kolbenelements. Das Gehäuse umfaßt einen Gehäusekörper mit einem ersten Ende, in das der Ventilsitz eingepaßt ist, und einem zweiten Ende, ein an dem zweiten Ende des Gehäusekörpers angebrachtes, hohl ausgebildetes Stopfelement mit einem ersten und einem zweiten Ende, sowie ein in das erste Ende des Stopfelements eingepaßtes Abdeckelement. Weiterhin besitzt das Gehäuse ein mit Flansch versehenes Hülsenelement, das an der Innenfläche des Stopfelements befestigt ist und in dem Gehäuse zwischen dem ersten Ende des Abdeckelements und dem ersten Ende des abgestuften Kolbenelements angeordnet ist.

Gemäß der Konstruktion des in der vorstehend erläuterten Weise ausgebildeten Entlastungsventils sind der

Anfangsdruck bei Beginn der Hubbewegung des abgestuften Kolbens sowie der Anfangsdruck des Druckkolbens bei Beginn des Niederdruck-Entlastungsvorgangs einander im wesentlichen gleich, da der Außendurchmesser des zweiten Endes des abgestuften Kolbenelements mit dem Innendurchmesser der Einströmöffnung des Ventilsitzes im wesentlichen identisch ist. Somit ist die Druckdifferenz zwischen dem Eintritts- und dem Austrittsbereich des Drosselbereichs der Durchgangsöffnung des Druckkolbens äußerst gering, wodurch die Strömungsmenge des den Drosselbereich passierenden Fluids reduziert ist. In der Fluidkammer ist eine Kolbenanordnung zum Absorbieren des Druckkolben-Hubbewegungsvolumens während des Niederdruck-Entlastungsvorgangs angeordnet, so daß der abgestufte Kolben durch das Druckkolben-Hubbewegungsvolumen nicht bewegt wird, und somit wird das abgestufte Kolbenelement mit einer auf die Strömungsmenge des den Drosselbereich passierenden Fluids ansprechenden Geschwindigkeit bewegt. Da eine relativ geringe Menge an Fluid durch den Drosselbereich strömt, erfolgt die Bewegung des abgestuften Kolbenelements in sanfter Weise, wodurch sich die Dämpfungszeit verlängert. Die Lage der Dämpfungskammer führt zu einer weiteren Verlängerung der Dämpfungszeit.

Bevorzugte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Die Erfindung und Weiterbildungen der Erfindung werden im folgenden anhand der zeichnerischen Darstellungen eines bevorzugten Ausführungsbeispiels noch näher erläutert. In den Zeichnungen zeigt

Fig. 1 eine Schnittansicht eines Entlastungsventils gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung; und

Fig. 2 und 3 einen Kreuzschaltungs-Kreis bzw. einen Absolutkreis als typische Beispiele eines Hydraulikkreises für einen hydraulischen Motor, bei denen Entlastungsventile vorgesehen sind.

Für ein besseres Verständnis der vorliegenden Erfindung ist ein Entlastungsventil enthaltender Hydraulikkreis in den Fig. 2 und 3 dargestellt. Dabei zeigt Fig. 2 einen Hydraulikkreis mit gegensinniger Schaltung bzw. Kreuzschaltung, bei dem zwei Entlastungsventile 52 und 53 gegensinnig in Parallelschaltungen zwischen eine Druckfluid-Eintrittsöffnung und eine Druckfluid-Austrittsöffnung eines hydraulischen Motors 51 geschaltet sind, und Fig. 3 zeigt einen Absolutdruckkreis, bei dem die Zustromseiten der beiden Entlastungsventile 54 und 55 mit der Druckfluid-Eintrittsöffnung bzw. der Druckfluid-Austrittsöffnung des hydraulischen Motors 51 verbunden sind und die Abstromseiten der Entlastungsventile mit einem externen Tank 56 verbunden sind. Wie vorstehend bereits erläutert wurde, benötigt der Hydraulikkreis mit Kreuzschaltung jedoch zusätzlich ein Entlastungsventil gegen Überlastungen, wodurch die Konstruktion kompliziert wird und außerdem die Kosten ansteigen. Aus diesem Grund wird für das Entlastungsventil der vorstehend beschriebenen Art häufig der Absolutdruckkreis verwendet.

Bei dem herkömmlichen Absolutkreis sind jedoch ebenfalls die eingangs beschriebenen Mängel vorhanden.

Das Entlastungsventil gemäß der vorliegenden Erfindung, das im Hinblick auf die genannten Mängel des Standes der Technik entwickelt worden ist, wird nun unter Bezugnahme auf Fig. 1 erläutert.

Fig. 1 zeigt eine Schnittansicht eines Entlastungsventils gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der

vorliegenden Erfindung.

Wie in Fig. 1 zu sehen ist, besitzt das Entlastungsventil eine zylindrische Gehäusekonstruktion 2 mit einem im wesentlichen zylindrischen Gehäusekörper 1 mit einem in bezug auf die Zeichnung unteren Ende, an dem ein ringförmiger Ventilsitz 4 koaxial befestigt ist, der mit einer Einströmöffnung 3 für das Hydraulikfluid versehen ist. Das andere, in bezug auf die Zeichnung obere Ende des zylindrischen Gehäusekörpers 1 ist als offenes Ende ausgebildet, das an einem Innenumfangsbereich mit einem Schraubgewinde versehen ist. Mit dem Schraubgewinde am offenen Ende des Gehäusekörpers 1 steht ein in bezug auf die Zeichnung unteres Ende eines Druckregelstopfens 5 in Eingriff. Das andere, in bezug auf die Zeichnung obere Ende des Druckregelstopfens 5 ist an einem Innenumfangsbereich mit einem Schraubgewinde versehen, mit dem ein Abdeckelement 6 von im wesentlichen säulenförmiger Gestalt in Eingriff steht. Das Abdeckelement 6 besitzt einen Flanschbereich. Eine Verriegelungsmutter 7, die an dem oberen Ende des Gehäusekörpers 1 anliegt, befindet sich mit einem Außengewinde in Eingriff, das auf der Außenumfangsfläche des Druckregelstopfens 5 ausgebildet ist.

Ein Druckkolben 8 von im wesentlichen säulenförmiger Gestalt besitzt ein Ende mit großem Durchmesser, bei dem es sich in bezug auf die Zeichnung um das untere Ende handelt, wobei der Frontbereich dieses Endes derart ausgebildet ist, daß er eine sich nach vorne verjüngende kegelstumpfförmige Gestalt besitzt. Dieses untere Ende des Druckkolbens 8 ist in das untere Ende des Gehäusekörpers 1 derart eingepaßt, daß es entlang des Innenumfangs des Gehäusekörpers gleitend verschiebbar ist. Der Druckkolben 8 ist mit einer Durchgangsöffnung 9 versehen, die im zentralen Bereich desselben ausgebildet ist und sich in Axialrichtung den Druckkolben 8 entlang erstreckt. Das in bezug auf die Zeichnung obere Ende der Durchgangsöffnung 9 ist als feine Öffnung ausgebildet, die die Funktion eines Drosselbereichs 10 besitzt, der eine vorbestimmte Länge aufweist. Ein abgestufter Kolben 11, dessen in bezug auf die Zeichnung oberes Ende als Ende mit großem Durchmesser ausgebildet ist, ist in das obere Ende des Druckregelstopfens 5 derart eingepaßt, daß er entlang des Innenumfangs am unteren Ende des Stopfens 5 gleitend verschiebbar ist, und der Innenumfang des abgestuften Kolbens 11 steht mit dem Außenumfang am oberen Ende des Druckkolbens 8 in gleitend verschiebbarem Eingriff. Das obere Ende des abgestuften Kolbens 11 ist mit einer Endfläche versehen, in der eine Mehrzahl von Nuten 11a ausgebildet sind, die sich in Radialrichtung erstrecken.

Bei diesem Ausführungsbeispiel liegt die obere Endfläche des abgestuften Kolbens 11 an einer unteren Fläche einer an dem Druckregelstopfen 5 befestigten Flanschhülse 12 an, wenn sich der Kolben an seinem Hubbewegungsende befindet. Die Flanschhülse bzw. mit Flansch versehene Hülse 12 besitzt in ihrem Inneren einen hohlen Bereich, und ein Kolben 13 ist derart in den hohlen Bereich eingepaßt, daß er entlang der inneren Umfangsfläche der Hülse 12 gleitend verschiebbar ist. Eine Fluidkammer 14 ist durch den abgestuften Kolben 11, den Druckkolben 8, den Druckregelstopfen 5, die Flanschhülse 12 sowie den Kolben 13 definiert.

Der Kolben 13 ist in druckbeaufschlagter Weise zwischen einer Schraubenfeder 16, die in zusammenge-drückter Weise in einer in dem mit Flansch versehenen Abdeckelement 6 ausgebildeten Kammer 15 untergebracht ist, und einer Schraubenfeder 17 angeordnet, die

in zusammengedrückter Weise zwischen dem Kolben 13 und dem Druckkolben 8 angeordnet ist. Ein Federsitz 18 der Schraubenfeder 16 liegt an der Endfläche des Flanschbereichs der Hülse 12 an dem vorderen, d. h. unteren Hubbewegungsende des Kolbens 13 an. Der Kolben 13 besitzt einen in die Flanschhülse 12 eingepaßten Bereich, wobei dieser Bereich einen Außendurchmesser besitzt, der dem Innendurchmesser d_2 des abgestuften Kolbens 11 entspricht. Die Schraubenfeder 16 bewirkt eine Absorption des Hubbewegungsvolumens des Druckkolbens 8 zum Zeitpunkt des Niederdruck-Entlastungsvorgangs, so daß der Kolben 13 und der abgestufte Kolben 11 gleichzeitig bewegt werden. Die Schraubenfeder 17 bewirkt eine Bewegung des Kolbens 13 in einer derartigen Weise, daß dieser an dem Federsitz 18 anliegt, und somit wird eine Schraubenfeder mit relativ geringer Federkraft für die Schraubenfeder 17 verwendet. Eine kleine Kammer 19 ist durch den abgestuften Bereich des abgestuften Kolbens 11 und den abgestuften Bereich des Druckregelstopfens 5 definiert, und diese kleine Kammer 19 ist dadurch als Dämpfungskammer 19 ausgebildet, daß die Kammer 19 und die Fluidkammer 14 über eine als feine Öffnung ausgebildete Verbindungspassage 20 miteinander kommunizieren.

An dem anderen, in bezug auf die Zeichnung unteren Ende des abgestuften Kolbens 11 ist ein ringförmiger Federsitz 11b befestigt, und eine Feder 21 in Form einer Schraubenfeder ist zwischen dem Federsitz 11b und dem mit großem Durchmesser versehenen, unteren Ende des Druckkolbens 8 zusammengedrückt. Eine Mehrzahl von Öffnungen 1a sind in dem unteren Endbereich des des Gehäusekörpers 1 radial derart ausgebildet, daß eine Federkammer 22 mit der darin untergebrachten Schraubenfeder 21 mit einem nicht gezeigten, externen Tank kommuniziert. Eine Mehrzahl von Entweichungsöffnungen 1b sind an einem in bezug auf die Öffnungen 1a noch weiter unter gelegenen Bereich in der Nähe der unteren Endseite des Gehäusekörpers 1 in Radialrichtung verlaufend derart ausgebildet, daß die Einstromöffnung 3 und der externe Tank über die Entweichungsöffnungen 1b miteinander kommunizieren. Eine rückwärts von dem Kolben 13 angeordnete Federkammer 15 kommuniziert mit dem Tank über eine in der Flanschhülse 12 ausgebildete Verbindungsöffnung 12a, eine in dem Druckregelstopfen 5 ausgebildete Verbindungsöffnung 5a, die Federkammer 22 sowie die Öffnungen 1a.

Ein O-Ring 23 ist zwischen der Innenumfangsfläche des Gehäusekörpers 1 und der Außenumfangsfläche des Druckregelstopfens 5 angeordnet, und außerdem ist ein O-Ring 24 zwischen der Außenumfangsfläche des mit Flansch versehenen Abdeckelements 6 und der Innenumfangsfläche am oberen Ende des Druckregelstopfens 5 angeordnet. Weiterhin befindet sich ein O-Ring 25 zwischen der Außenumfangsfläche des Gehäusekörpers 1 und der Innenumfangsfläche des Gehäuses 2.

Bei dem Ausführungsbeispiel ist das Gehäuse 2 gebildet aus dem Gehäusekörper 1, dem Druckregelstopfen 5 und dem mit Flansch versehenen Abdeckelement 6, so daß sich der maximale eingestellte Druck und der Niederdruck-Dämpfungsdruck des Entlastungsventils durch Verändern der Anfangslast der Schraubenfeder 21 mittels des Druckregelstopfens 5 gleichzeitig steuern bzw. regeln lassen.

Unter der Voraussetzung, daß der Durchmesser der Einstromöffnung 3 des Ventilsitzes 4, der Innendurchmesser des abgestuften Kolbens 11, der Außendurchmesser des unteren Endes des Kolbens 11 und der Außendurchmesser des oberen Endes des Kolbens 11 je-

weils auf den Wert d_1 , d_2 , d_3 bzw. d_4 eingestellt sind, ist der Wert d_3 derart gewählt, daß er sich extrem nahe bei dem Wert d_1 befindet, und dies heißt mit anderen Worten, daß die Dicke ($d_3 - d_2$) an der Unterseite des abgestuften Kolbens 11 im Hinblick auf die Festigkeit des abgestuften Kolbens 11 so dünn wie möglich ausgebildet wird.

Im folgenden wird nun die Funktionsweise des vorliegenden Ausführungsbeispiels anhand von Gleichungen erläutert.

Wenn der Hydraulikdruck des die Einstromöffnung 3 passierenden Fluids einen vorbestimmten Druck übersteigt, bewegt sich der abgestufte Kolben 11 nach innen bzw. nach unten und drückt die Feder 21 zusammen, und zu diesem Zeitpunkt ist der Anfangsdruck bei der Bewegung des abgestuften Kolbens im wesentlichen gleich dem Anfangsdruck des Druckkolbens 8 bei Beginn des Niederdruck-Entlastungsvorgangs. Dies wird wie folgt ausgedrückt:

$$(\pi/4)(d_3^2 - d_2^2) \times P_2 = W_0$$

Dabei bedeuten

W_0 : die Anfangslast der Feder bei Positionierung des abgestuften Kolbens in seiner oberen Grenzposition;
 P_2 : der Absenkbewegungs-Anfangsdruck des abgestuften Kolbens 11.

Daraus läßt sich folgende Gleichung ableiten:

$$P_2 = 4 W_0 / \pi (d_3^2 - d_2^2) \quad (1)$$

Unter der Voraussetzung, daß der Hydraulikdruck der Einstromöffnung 3 P_1 beträgt, erhält man nachfolgende Gleichung:

$$(\pi/4)d_1^2 \times P_1 = W_0 + P_2 \times (\pi/4)d_2^2 \quad (2)$$

Nach Maßgabe der vorstehend genannten Gleichungen (1) und (2) erhält man die Gleichung

$$(\pi/4)d_1^2 \times P_1 = W_0 + \{4 W_0 / \pi (d_3^2 - d_2^2)\} \cdot (\pi/4)d_2^2$$

und daraus erhält man wiederum die Gleichung:

$$P_1 = 4 W_0 \cdot d_3^2 / \pi d_1^2 (d_3^2 - d_2^2) \quad (3)$$

Unter Anwendung der Gleichung (3) auf (1) ergibt sich somit die Gleichung

$$P_1 = P_2 \times d_3^2 / d_1^2.$$

Wenn sich in bezug auf diese Gleichung der Wert d_3 dem Wert d_1 nähert, nähert sich der Druckwert P_1 dem Wert P_2 . Der Wert d_3 ist bestimmt durch den Grenzwert der Dicke, d. h. z. B. ($d_3 - d_2$), und bei extremer Annäherung des Werts d_3 an den Wert d_1 erhält man die folgenden Gleichungen:

$$P_2 \geq 0.12 P_s$$

$$P_1 = 0.15 \sim 0.2 P_s$$

(wobei der Wert P_s der maximale eingestellte Druck bzw. der Ansprechdruck des Entlastungsventils ist).

Wie vorstehend beschrieben wurde, wird der Anfangsdruck P_2 bei der Absenkbewegung des abgestuf-

ten Kolbens dadurch mit dem Anfangsdruck P_1 des Druckkolbens 8 bei dem Niederdruck-Entlastungsvorgang im wesentlichen gleich gemacht, daß man den kleineren Außendurchmesser d_3 des abgestuften Kolbens 11 dem Durchmesser d_1 der Einströmöffnung 3 im wesentlichen gleich macht. Somit ist die Differenz zwischen dem Druck für die Hubbewegung des abgestuften Kolbens 11 und dem Entlastungsdruck gering gemacht, und daher ist auch die Druckdifferenz zwischen den Eintritts- und Austrittsbereichen des Drosselbereichs 10 während der Absenkbewegung des abgestuften Kolbens 11 gering gemacht, wodurch wiederum auch die Strömungsmenge des den Drosselbereich 10 passierenden Fluids gering ist.

Bei Beginn des Niederdruck-Entlastungsvorgangs des Druckkolbens 8 wird die Strömungsverbindung zwischen der Einströmöffnung 3 und den Entweichungsöffnungen 1b hergestellt, und das in die Einströmöffnung 3 einströmende Druckfluid zirkuliert durch die Entweichungsöffnungen 1b in den externen Tank. Da dieser Entlastungsvorgang unter Niederdruckbedingungen erfolgt, ist das Hubbewegungsausmaß des Druckkolbens 8 relativ groß ausgelegt, und das Druckkolben-Hubbewegungsvolumen in der Fluidkammer 14 ist ebenfalls groß ausgebildet. In der Fluidkammer 14 sind jedoch der Kolben 13 und die Feder 16 zum Absorbieren bzw. Aufnehmen des Druckkolben-Hubbewegungsvolumens untergebracht. Somit wird der abgestufte Kolben 11 nicht durch das Druckkolben-Hubbewegungsvolumen bewegungsmäßig beeinflusst, und er bewegt sich mit einer Absenkgeschwindigkeit nach unten, die der Strömungsmenge des den Drosselbereich 10 passierenden Fluids entspricht. Die Strömungsmenge des Fluids durch den Drosselbereich 10 ist, wie vorstehend erläutert wurde, gering ausgelegt, so daß der abgestufte Kolben 11 sanft abgesenkt wird und die Dämpfungszeit auf diese Weise verlängert ist. Außerdem ist bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel die kleine Kammer 19 dadurch als Dämpfungskammer ausgebildet, daß man die Durchgangsöffnung 20 als feine bzw. enge Öffnung ausbildet, so daß die Austrittsmenge an Fluid in die Fluidkammer 14 gedrosselt ist, wodurch sich die Dämpfungszeit noch weiter verlängert. Gemäß den vorstehend erläuterten Vorgängen sind dann, wenn der abgestufte Kolben 11 sein Hubbewegungsende erreicht, die Druckwerte in der Fluidkammer 14 und der Einströmöffnung 3 im wesentlichen gleich, und das Entlastungsventil ist dadurch auf seinen maximalen Einstellwert eingestellt.

Patentansprüche

1. Entlastungsventil zur Anordnung in einem Hydraulikkreis, **gekennzeichnet durch** ein im wesentlichen zylindrisch ausgebildetes Gehäuse (2) mit einem ersten und einem zweiten Ende; einen Ventilsitz (4), der in das erste Ende des Gehäuses (2) eingepaßt und mit einer Einströmöffnung (3) versehen ist, durch die ein Druckfluid strömt; einen Druckkolben (8) mit im wesentlichen säulenartiger Formgebung, der in dem Gehäuse (2) angeordnet ist und an seinem einen Ende mit einem Flansch versehen ist, an dem er mit einer Innenfläche an dem ersten Ende des Gehäuses (2) gleitend verschiebbar in Eingriff steht, wobei der Druckkolben (8) eine sich in axialer Richtung erstreckende, zentrale Durchgangsöffnung (9) aufweist, die mit

der Einströmöffnung (3) des Ventilsitzes (4) kommuniziert;

ein abgestuftes Kolbenelement (11), das in dem Gehäuse (2) angeordnet ist und ein außen abgestuftes erstes Ende aufweist, das entlang einer Innenfläche an dem zweiten Ende des Gehäuses (2) und entlang einer Außenfläche an dem zweiten Ende des Druckkolbens (8) gleitend verschiebbar ist; und durch

ein Federelement (21), das zwischen dem zweiten Ende des abgestuften Kolbenelements (11) und dem mit dem Flansch versehenen Ende des Druckkolbens (8) angeordnet ist, wobei eine Fluidkammer (14) zwischen dem zweiten Ende des Gehäuses (2) und dem ersten Ende des abgestuften Kolbenelements (11) definiert ist und das Gehäuse (2) mit einem inneren Stufenbereich versehen ist und eine Dämpfungskammer (19) zwischen den Stufenbereichen des abgestuften Kolbenelements (11) und des Gehäuses (2) definiert ist und wobei die Fluidkammer (14) und die Dämpfungskammer (19) durch eine Verbindungspassage (20) miteinander kommunizieren, die Durchgangsöffnung (9) des Druckkolbens (8) einen Drosselbereich (10) mit einer vorbestimmten Länge aufweist und das zweite Ende des abgestuften Kolbenelements (11) einen Außendurchmesser besitzt, der dem Innendurchmesser der Einströmöffnung (3) des Ventilsitzes (4) im wesentlichen gleich ist.

2. Entlastungsventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in der Fluidkammer eine Kolbenanordnung zum Absorbieren des Druckkolben-Hubbewegungsvolumens bei einem Niederdruck-Entlastungsvorgang angeordnet ist, und daß die Kolbenanordnung einen Kolben (13) mit einem Außendurchmesser, der dem Innendurchmesser des abgestuften Kolbenelements (11) im wesentlichen entspricht, sowie eine Feder (16) zum Bewegen des abgestuften Kolbenelements (11) gleichzeitig mit der Bewegung des Kolbens (13) umfaßt.

3. Entlastungsventil nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (2) einen Gehäusekörper (1) mit einem ersten Ende, in das der Ventilsitz (4) eingepaßt ist, und einem zweiten Ende, ein an dem zweiten Ende des Gehäusekörpers (1) angebrachtes, hohl ausgebildetes Stopfenelement (5) mit einem ersten und einem zweiten Ende, sowie ein in das erste Ende des Stopfenelements (5) eingepaßtes Abdeckelement (6) umfaßt.

4. Entlastungsventil nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das abgestufte Kolbenelement (11) in dem Gehäuse (2) derart angeordnet ist, daß es entlang der Innenfläche des Stopfenelements (5) und der Außenumfangsfläche am zweiten Ende des Druckkolbens (8) gleitend verschiebbar ist.

5. Entlastungsventil nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Stopfenelement (5) an seinem zweiten Ende mit einem inneren Stufenbereich versehen ist und daß die Dämpfungskammer (19) zwischen den Stufenbereichen des abgestuften Kolbenelements (11) und des Stopfenelements (5) definiert ist.

6. Entlastungsventil nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Fluidkammer (14) zwischen dem ersten Ende des Abdeckelements (6) und dem ersten Ende des abgestuften Kolbenelements (11) ausgebildet ist, und daß die Fluidkammer (14) eine Mehrzahl von Nuten (11b)

beinhaltet, die in einer Endfläche an dem ersten Ende des abgestuften Kolbenelements (11) ausgebildet sind.

7. Entlastungsventil nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Nuten (11b) in Radialrichtung in der Endfläche des abgestuften Kolbenelements (11) erstrecken. 5

8. Entlastungsventil nach einem der Ansprüche 3 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (2) weiterhin ein mit Flansch versehenes Hülsenelement (12) beinhaltet, das an der Innenfläche des Stopfenelements (5) befestigt ist und in dem Gehäuse (2) zwischen dem ersten Ende des Abdeckelements (6) und dem ersten Ende des abgestuften Kolbenelements (11) angeordnet ist. 10 15

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

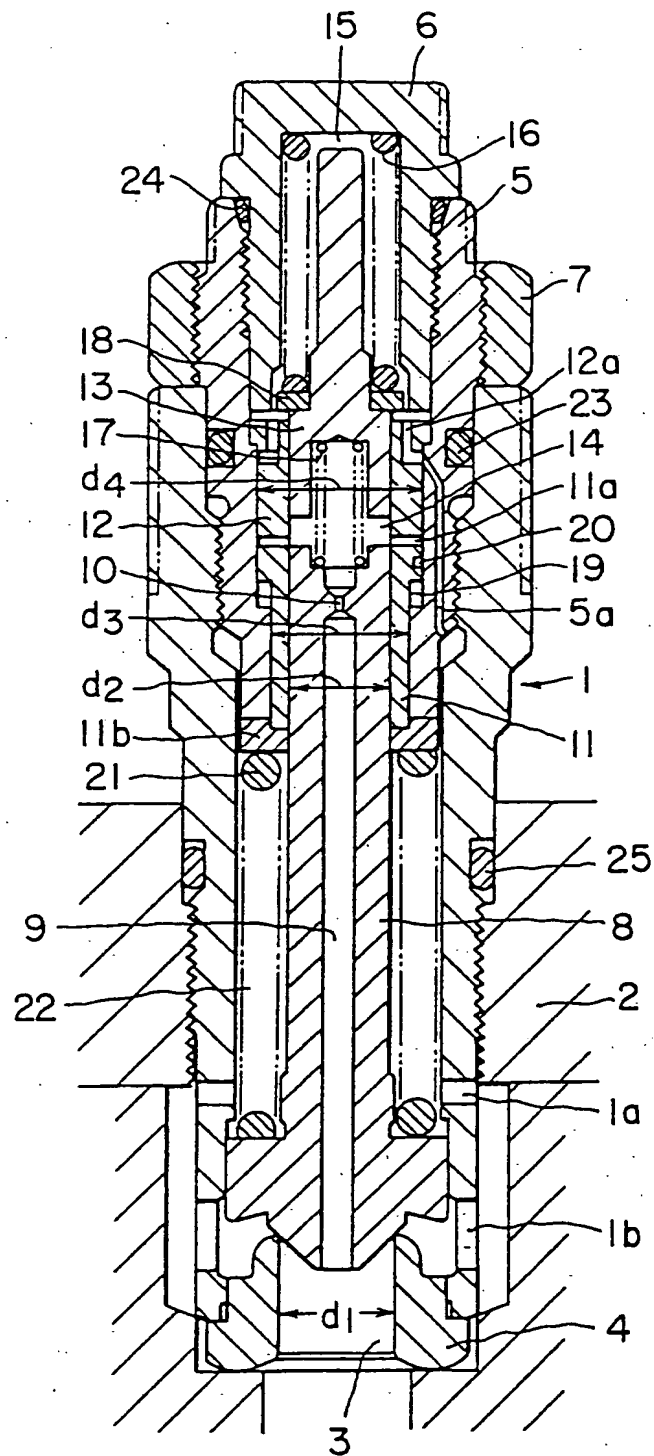


FIG. 1

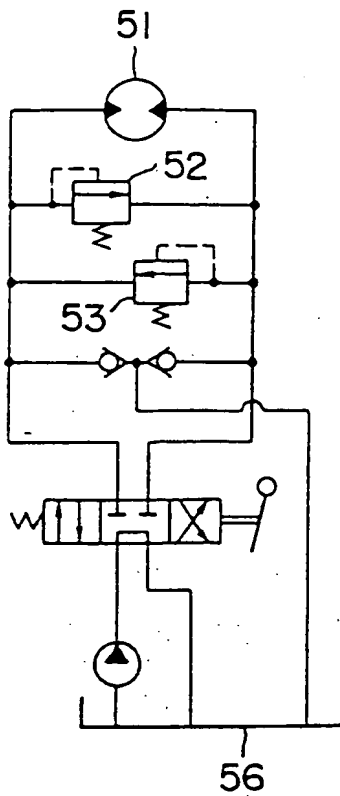


FIG. 2

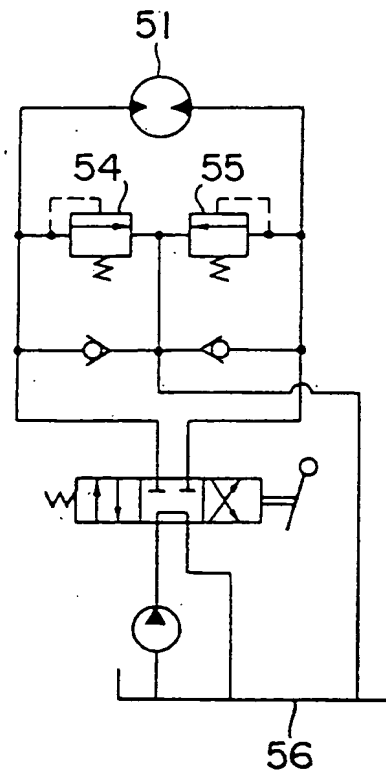


FIG. 3